

51

Int. Cl. 2:

F 16 F 15/16

19 **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

DEUTSCHES



PATENTAMT



DE 27 10 440 A 1

11

Offenlegungsschrift 27 10 440

21

Aktenzeichen:

P 27 10 440.1

22

Anmeldetag:

10. 3. 77

43

Offenlegungstag:

14. 9. 78

41

Unionspriorität:

32 33 31

54

Bezeichnung:

Anordnung zur aktiven Schwingungsdämpfung

71

Anmelder:

Baas-Technik GmbH, 2000 Wedel

72

Erfinder:

Fischer, Jürgen, Dipl.-Ing., 2080 Pinneberg

DE 27 10 440 A 1

2710440

A n s p r ü c h e

1. Anordnung zur aktiven Schwingungsdämpfung einer Masse gegenüber einem Schwinger mit einer an eine Druckölquelle angeschlossenen hydraulischen Kolben/Zylindervorrichtung, die einerseits mit der Masse und andererseits mit dem Schwinger mechanisch gekoppelt ist, weiterhin mit einem Niveau-Regelkreis für den Abstand zwischen Masse und Schwinger und mit einem Öldruckgesteuerten Beschleunigungs-Sensor, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitszylinder (10) der Kolben/Zylindervorrichtung mindestens zwei axial versetzte, vom Arbeitskolben gesteuerte Auslässe (14) besitzt, von denen mindestens einer (z.B. P) dauernd mit der Druckölquelle (80) und über einen Gegendruckwächter (Überdruckventil 70) dauernd oder beschleunigungsabhängig mit dem Ölsumpf (84) verbunden bzw. verbindbar und von denen mindestens ein anderer (z.B. P_1) beschleunigungsabhängig über ein Ventil (71; 40; 31) mit dem Ölsumpf verbindbar ist.
2. Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben/Zylindervorrichtung einen einfach wirkenden Zylinder (10) mit Einkantensteuerung aufweist (Fig. 1).
3. Anordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß in der Verbindung zwischen mindestens dem anderen Auslaß (z.B. P_1) und dem Ölsumpf (84) ein von dem Druckwächter (Überdruckventil 70) unabhängiges Überdruckventil (71) vorgesehen und auf einen gegenüber dem Überdruckventil (70) niedrigeren Öffnungsdruck eingestellt ist (Fig. 1).
4. Anordnung nach Anspruch 1 oder 2, gekennzeichnet durch zwei Überdruckventile (70a, 71), von denen der Eingang (P) des ersten Überdruckventils (70a) sowohl mit mindestens dem einen Auslaß (P) des Zylinders (10) und außerdem mit dem Ausgang der Druckölquelle (80) verbunden ist, von denen der

809837/0323

ORIGINAL INSPECTED

Eingang (P) des zweiten Überdruckventils (71) zur Bildung einer Reihenschaltung mit dem ersten Überdruckventil (70a) an dessen Ausgang (T) und außerdem an den Auslaß (P_1) des Zylinders (10) angeschlossen ist und über seinen Auslaß (T) mit dem Ölsumpf (84) in Verbindung steht und von denen das erste Überdruckventil (70a) auf einen kleinen Öffnungsdruck (z.B. 10 bar) fest und das zweite Überdruckventil (71) auf einen demgegenüber größeren Öffnungsdruck (z.B. 90 bar) manuell verstellbar eingestellt ist (Fig. 2).

5. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, gekennzeichnet durch ein Rückschlagventil (72) in der Verbindungsleitung (91) von der Druckölquelle (80) zu dem mit mindestens dem einen Auslaß (z.B. P) des Zylinders (10) verbundenen Zylinderraum (I).

6. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, gekennzeichnet durch ein auf einen geringen Gegendruck eingestelltes Vorspannventil (82) in der zum Ölsumpf (84) führenden Rücklaufleitung (93).

7. Anordnung nach einem der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben/Zylindervorrichtung einen einfach wirkenden Zylinder (10) mit Zweikantensteuerung aufweist, von denen die erste Steuerkante (24a) in der Verbindung zwischen Druckölquelle (80) und Zylinderraum (I) und von denen die zweite Steuerkante (24b) in der Verbindung zwischen dem Zylinderraum (I) und der Rücklaufleitung (93) zum Ölsumpf (84) liegt (z.B. Fig. 3).

8. Anordnung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderraum (I) einen vom Kolben (20) ungesteuerten Auslaß aufweist, der über ein in Entleerungsrichtung

sich öffnendes Rückschlagventil (76) mit dem Eingang (P) des Druckwächters (Überdruckventil 70a) verbunden ist.

9. Anordnung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur lastabhängigen Druckregelung ein druckabhängig geschaltetes Umschaltventil (40) vorgesehen ist, dessen Betätigungszyylinder (42, 43) unter Zwischenschaltung einer Drosseldüse (50) parallel geschaltet sind; daß an die Verbindung zwischen der Drosseldüse (50) und dem einen Betätigungszyylinder (42) ein Auslaß (P) des Zylinderraums (I) angeschlossen ist; daß die Verbindung zwischen der Drosseldüse (50) und dem anderen Betätigungszyylinder (43) am Eingang einer Druckwaage (60) liegt; und daß das Umschaltventil (40), welches in seiner Ruhestellung einen ungesteuerten Einlaß zum Zylinderraum (I) absperrt, diesen Einlaß in seinen Betriebsstellungen entweder mit der Druckölquelle (80) oder mit dem Ölsumpf (84) verbindet.

10. Anordnung nach Anspruch 9, gekennzeichnet durch eine Drosseldüse (26, 30) in der Verbindung zwischen der Druckölquelle (80) und dem Zylinderraum (I).

11. Anordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosseldüse (26) intern angeordnet ist (z.B. Fig. 4).

12. Anordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosseldüse (30) extern vom Zylinder (10) angeordnet ist (z.B. Fig. 6).

13. Anordnung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Elemente (41 - 43, 50, 60) der lastabhängigen Druckregelung räumlich mit dem Zylinder (10) zu einer einheitlichen Baugruppe zusammengefaßt sind (Fig. 5).

14. Anordnung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosseldüse (50) in den Steuerkolben (41) des Ventils (40) integriert ist.

15. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß die dem Zylinderraum (I) abgekehrte Seite des Kolbens (20) einen weiteren Zylinderraum (II) begrenzt, den die Kolbenstange (21) mittels einer Dichtung in einem Zylinder-Deckel (11) abgedichtet durchsetzt und daß der Zylinderraum (II) über einen eigenen Auslaß (T) mit der unter einem geringen Gegendruck stehenden Rücklaufleitung (93) verbunden ist.

16. Anordnung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Stromregelventil (30) funktionell von einer separaten Druckölquelle (81) gebildet ist, die an den von der Steuerkante (24a) gesteuerten Eingang zum Zylinderraum (I) angeschlossen ist; daß die Haupt-Druckölquelle (80) in der Ruhestellung der Anordnung mittels des Umschaltventils (40) direkt auf die Rücklaufleitung (93) und bei einem negativen Druckstoß im Zylinderraum (I) mit diesem verbunden ist; und daß die beiden Druckölquellen (80, 81) über je ein Rückschlagventil an den Eingang des Druckwächters (70) angeschlossen sind.

17. Anordnung nach Anspruch 16, gekennzeichnet durch ein in der Verbindungsleitung zwischen der zusätzlichen Druckölquelle (81) und dem Zylinderraum (I) angeordnetes Rückschlagventil (73), das einen Rückfluß aus dem Zylinderraum (I) absperrt.

18. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (40) ein Drei/Drei-Wegeventil ist.

19. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (40) ein Vier/Drei-Wegeventil ist.

20. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (40) ein Drei/Zwei-Wegeventil ist.

21. Anordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (40) ein Vier/Zwei-Wegeventil ist.

22. Anordnung nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß in der Verbindung zwischen dem von der Steuerkante (24b) des Kolbens (20) gesteuerten Auslaß (P_2) des Zylinderraums (I) und der Rücklaufleitung (93) ein Stromregelventil (31) vorgesehen ist.

23. Anordnung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben-Zylindervorrichtung einen einfach wirkenden, doppelt beaufschlagten Zylinder (10') mit Vierkantensteuerung aufweist und daß der Kolben (20') aus drei axial versetzten Abschnitten besteht, die beiderseits des Mittelabschnittes zwei Ringräume (24, 24') begrenzen und von denen die Stirnseiten der beiden äußeren Abschnitte die Steuerkanten (24a - 24d) bilden (Fig. 8).

24. Anordnung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben/Zylindervorrichtung einen einfach wirkenden, doppelt beaufschlagten Zylinder (10) mit Zweikantensteuerung aufweist und daß der Kolben (20) aus zwei durch einen Ringraum (24) getrennten Abschnitten besteht, deren dem Ringraum zugekehrten Stirnflächen die Steuerkanten (24a, 24b) bilden (Fig. 9).

25. Anordnung nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben/Zylindervorrichtung einen doppelt wirkenden Zylinder (10") mit Vierkantensteuerung aufweist; daß der Kolben (20") unter Bildung von zwei axial getrennten Ringräumen (24, 24') in drei Abschnitte unterteilt ist, deren den Ringräumen zugekehrte Stirnflächen die Steuerkanten (24a - 24d) bilden; daß die beiden axial außen liegenden Zylinderräume (I, II) einerseits über ein Abwägeventil (105) auf den vor der Drossel (50) liegenden Meßeingang der lastabhängigen Druckregelung sowie parallel hierzu auf zwei Anschlüsse (A, B) des Umschaltventils (40'") geschaltet sind; daß die beiden Anschlüsse (A, B) im Ruhezustand des Umschaltventils (40'") abgesperrt und in dessen Schaltstellung miteinander sowie über eine zusätzliche Drossel (49) mit der Druckölquelle (80) verbunden sind; daß dem mittleren Abschnitt des Kolbens (20") eine Ringnut (14e) zugeordnet und von den zugehörigen Steuerkanten (24b, c) in der Ausgangsstellung der Anordnung abgesperrt ist; und daß die Ringnut (14e) über das Stromregelventil (31) an die Rücklaufleitung (93) angeschlossen ist.

26. Anordnung nach einem der Ansprüche 7 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Ringraum (24; 24') über jeweils eine Blindbohrung (27) nebst Ausgleichsbohrung (28) oder Drosseldüse (26) mit einem der Zylinderräume (I; II) verbunden ist.

EISENFÜHR & SPEISER

BREMEN

7

PATENTANWÄLTE
DIP.-ING. GÜNTHER EISENFÜHR
DIP.-ING. EISENFÜHR & SPEISER
DIP.-PÄD. NATHAN ROST

*Beschreibung, Ansprüche
+ Zeichnungen*

NACHRICHT

UNS. ZEICHEN: B 394

ANMELDER/INH: Baas

AKTENZEICHEN: Neuanmeldung

DATUM: 9. März 1977

Baas Technik GmbH, Industriestraße 39-43, 2000 Wedel

Anordnung zur aktiven Schwingungsdämpfung

Die Erfindung betrifft eine Anordnung zur aktiven Schwingungsdämpfung einer Masse gegenüber einem Schwinger mit einer an eine Druckölquelle angeschlossenen hydraulischen Kolben/Zylinder-Vorrichtung, die einerseits mit der Masse und andererseits mit dem Schwinger mechanisch gekoppelt ist, weiterhin mit einem Niveau-Regelkreis für den Abstand zwischen Masse und Schwinger und mit einem Öldruckgesteuerten Beschleunigungs-Sensor.

Die aktive Dämpfung von Massen hat gegenüber einer passiven, in Verbindung mit einer Federanordnung wirkenden Dämpfung den wesentlichen Vorteil, daß eine Feder in der Verbindung zwischen Schwinger und Masse entfallen kann. Der Fortfall der Feder ist in mancherlei Hinsicht vorteilhaft: Bedeutsam in diesem Zusammenhang ist einerseits, daß der Verstärkungsfaktor des Systems, d.h. das Verhältnis der Beschleunigung von Masse zu Schwinger in jedem Fall kleiner als der Wert 1 ist, während er aufgrund der Eigenfrequenz der Feder

DKS/ig

809837/0323

in einem gefederten System mit passiver Dämpfung regelmäßig auch Werte enthält, die deutlich über der "1" liegen. Andererseits ist von Bedeutung, daß die Größe der gegenüber dem Schwinger abgestützten Masse in weiten Grenzen variiert werden kann, ohne die Dämpfungseigenschaften der Anordnung zu beeinflussen, während ein gefedertes System in diesen Fällen selbst dann Probleme mit sich bringt, wenn die Federkennlinie mit mechanischen Mitteln beeinflußt wird.

Eine aktive Dämpfung ist zwar kostenaufwendiger als ein passiv gedämpftes System mit Federn und kann deshalb nicht in allen abgefederten Systemen Verwendung finden; sie hat ihre Berechtigung aber dort, wo extrem gute Dämpfungseigenschaften von wesentlicher Bedeutung sind, insbesondere also dort, wo es darum geht, den Menschen vor körperschädigenden Beschleunigungen und Schwingungen zu bewahren. Unter dem Begriff "stabilisierte Plattform" o.ä. sind aktive Dämpfungssysteme aber auch in der Navigation und in der Waffentechnik von Bedeutung.

Es sind aktive Dämpfer bekannt, die auf elektronischem und elektromechanischem Weg arbeiten. Hier sind die verhältnismäßig hohen apparativen Aufwendungen und die Stoßempfindlichkeit derartiger Anordnungen in manchen Anwendungsfällen unangenehm. Bekannt ist weiterhin ein aktiver Dämpfer, der die Beschleunigungen elektronisch mißt und die so gewonnenen Signale zum Dämpfen in hydraulische Energie umwandelt. Wegen der elektronischen Komponente gilt das zuvor Gesagte, wenn gleich ein derart kombinierter Dämpfer im Gegensatz zu rein elektronisch/elektromechanischen Anordnungen bereits größere Massen dämpfen kann.

Weiterhin ist ein rein hydraulisch arbeitender aktiver Dämpfer bekannt, der auf hydraulischem Weg die Bewegung und die Stellung einer Vergleichsmasse abtastet und das so gewonnene

Signal dazu benutzt, auf hydraulischem Weg die zu dämpfende Masse verstellt. Bei diesem Stand der Technik ist es nachteilig, daß die Vergleichsmasse zur Vergrößerung der Steuerwege beim hydraulischen Abtasten mit einer Hebelübersetzung arbeiten muß, so daß die Dämpfung des Systems von der Größe der Reibungskräfte innerhalb der Hebelübertragung und von deren mechanischen Schwingungsneigungen negativ beeinflußt werden kann. Dieser bekannte Dämpfer dient zur Stabilisierung von Fahrersitzen beispielsweise von landwirtschaftlichen Acker-schleppern. Bei derartigen Anwendungsfällen muß aber berücksichtigt werden, daß das den Schwinger bildende Fahrzeug nicht nur in der Ebene fährt, sondern auch Steigungen bewältigen muß, wodurch die Funktion der Vergleichsmasse beeinflußt wird. Darüberhinaus ist es bei dem bekannten aktiven Dämpfer schwierig, ihn an unterschiedlich große zu dämpfende Massen anzupassen, die aus unterschiedlichen Fahrergewichten resultieren.

Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, den bekannten hydraulischen aktiven Dämpfer so weiterzubilden, daß die sich aus der Verwendung der Vergleichsmasse ergebenden Nachteile beseitigt, mindestens aber verringert werden.

Ausgehend von einer Anordnung zur aktiven Schwingungsdämpfung einer Masse gegenüber einem Schwinger mit einer an eine Druckölquelle angeschlossenen hydraulischen Kolben-Zylinder-Vorrichtung, die einerseits mit der Masse und andererseits mit dem Schwinger mechanisch gekoppelt ist, weiterhin mit einem Niveau-Regelkreis für den Abstand zwischen Masse und Schwinger und mit einem Öldruckgesteuerten Beschleunigungs-Sensor, besteht die erfindungsgemäße Lösung darin, daß der Arbeitszylinder der Kolben/Zylinder-Vorrichtung mindestens zwei axial versetzte, vom Arbeitskolben gesteuerte Auslässe besitzt, von denen mindestens einer dauernd mit der Druckölquelle und über einen Gegendruck-Wächter (Überdruck-

ventil) dauernd oder beschleunigungsabhängig mit dem Ölsumpf verbunden bzw. verbindbar und von denen mindestens ein anderer beschleunigungsabhängig über ein Ventil mit dem Ölsumpf verbindbar ist.

Der Vorteil dieser Lösung besteht primär darin, daß es einer Vergleichsmasse gar nicht mehr bedarf. Der erfindungsgemäße Dämpfer vergleicht nämlich nicht mehr einen hydraulischen Vorgabedruck mit der festen Vergleichsmasse, sondern den Vorgabedruck unmittelbar mit der zu dämpfenden Masse. Vorteilhaft ist darüberhinaus, daß der erfindungsgemäße Dämpfer mit einfachen Mitteln entweder manuell oder auch automatisch an unterschiedliche zu dämpfende Massen angepaßt werden kann, ohne daß seine Dämpfungseigenschaften hierdurch beeinflußt würden. Hinzukommt, daß der bauliche Aufwand kleiner gehalten werden kann als bei dem bekannten aktiven Dämpfer.

Die erfindungsgemäße Anordnung zur aktiven Schwingungsdämpfung kann mit Vorteil auf sämtlichen Gebieten eingesetzt werden, die für eine aktive Dämpfung überhaupt in Frage kommen und die in großen Zügen vorstehend angesprochen wurden. Lediglich beispielsweise seien die Dämpfung von Fahrerkabinen von Lastkraftwagen und landwirtschaftlichen Fahrzeugen oder deren Sitze erwähnt. Denkbar ist auch der Einsatz an Rüttelverdichtern oder zur Stabilisierung von Plattformen in Militärfahrzeugen. Die erfindungsgemäße Anordnung ist im übrigen nicht auf die Dämpfung in Richtung der Schwerkraftwirkung beschränkt, so daß bei Einsatz mehrerer Dämpfer ohne weiteres eine Stabilisierung in drei zueinander senkrecht stehenden Richtungen möglich ist, wobei die Größe der zu dämpfenden Masse von untergeordneter Bedeutung und eine Änderung der Masse ohne Änderung der an der Dämpfung beteiligten Anordnung mit einer

großen Schwankungsbreite möglich ist.

Der vorstehend umrissene Erfindungsgedanke läßt eine große Zahl von Ausgestaltungsmöglichkeiten zu. Vorteilhaftes Aus- und Weiterbildungen ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung und aus den Patentansprüchen.

Die Erfindung ist nachstehend anhand der auch in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Von den Zeichnungen zeigen:

- Fig. 1 eine erste Ausführungsform des aktiven Dämpfers in Form eines Zylinders mit Einkantensteuerung und externen Druckregelventilen;
- Fig. 2 eine Abwandlung der Ausführungsform gemäß Fig. 1;
- Fig. 3 eine andere Ausführungsform des aktiven Dämpfers mit Zweikantensteuerung und ebenfalls extern angeordneten Druckregelventilen;
- Fig. 4 eine dritte Variante des Dämpfers mit Zweikantensteuerung und einfach wirkendem Zylinder;
- Fig. 5 einen der Fig. 4 ähnlichen aktiven Dämpfer mit integrierter Druckregelung in kompakter Ausführung;
- Fig. 6 und 7 zwei der Ausführungen gemäß Fig. 4 ähnliche Varianten des Dämpfers mit abgewandelter Steuerung;
- Fig. 8 eine andere Ausführungsform eines aktiven Dämpfers nach der Erfindung mit einfach wirkendem, doppelt beaufschlagtem Zylinder mit Vierkantensteuerung;
- Fig. 9 ein Ausführungsbeispiel des Dämpfers, der derjenigen gemäß Fig. 8 ähnelt; und
- Fig. 10 die Ausführungsform eines aktiven Dämpfers mit doppelt wirkendem Zylinder und Vierkantensteuerung.

Es sei vorab darauf hingewiesen, daß in der nachstehenden Figurenbeschreibung alle gleichen, gleichartigen oder in ihrer Wirkung vergleichbaren Details weitgehend mit gleichen Bezugszeichen versehen sind, um die jeweilige Zuordnung zwischen den verschiedenen Ausführungsbeispielen zu erleichtern. Weiterhin soll darauf hingewiesen sein, daß alle Ausführungsformen des aktiven Dämpfers äußerlich in Form von normalen Kolben/Zylinder-Anordnungen mit Arbeitszylinder 12, Kolben 20, Kolbenstange 21 und mit Anschlußaugen 12 am Boden des Zylinders 10 sowie 22 am Ende der Kolbenstange 21 dargestellt sind; der Anschluß des Dämpfers sowohl an den in den Zeichnungen nicht dargestellten Schwinger wie auch an die in der Zeichnung ebenfalls nicht dargestellte Masse kann mit Hilfe der Augen 12, 22 geschehen, jedoch sind andere (z.B. starre) Verbindungen in gleicher Weise möglich.

Im Zylinder 10 befinden sich in axialem Abstand drei Ringnuten, von denen die Ringnut 14a am Boden des Zylinders sitzt und einen nach außen führenden Anschluß P besitzt, von denen sich die Ringnut 14b axial versetzt in Richtung auf die Mitte des Zylinders befindet und über einen nach außen führenden Anschluß P_1 verfügt und von denen die Ringnut 14d im Bereich eines den Zylinder 10 abschließenden Deckels 11 vorgesehen ist und einen nach außen führenden Anschluß T besitzt. Der Deckel 11 ist in üblicher Weise durchbohrt und dient der Führung der Kolbenstange 21, zu deren Abdichtung er mit einem O-Ring versehen ist.

Der Kolben 20 hat eine axiale Länge, die größer ist als der axiale Abstand der Ringnuten 14a, 14b. Seine dem Boden des Zylinders zugekehrte Seite bildet eine Steuerkante 24a, die mit der Ringnut 14b in der nachstehend noch beschriebenen Weise zusammenwirkt. Der Zylinderraum zwischen dem Kolben und dem Boden des Zylinders ist mit I bezeichnet.

Eine Pumpe 80 bildet die Druckölquelle des Hydrauliksystems. Die Pumpe 80 saugt aus einem Ölsumpf 84 Öl an, drückt es durch ein Rückschlagventil 72 entlang einer Leitung 91 in eine Leitung 88, die einerseits zum Anschluß P des Zylinders 10 und andererseits zu einem Anschluß P eines Druckwächters in Form eines Überdruckventils 70 führt. Der Druckwächter ist beispielsweise auf einen Wert von 100 bar mit Hilfe eines manuell betätigbaren Stellgliedes eingestellt und sorgt dafür, daß in der Leitung 88 und dem mit dieser über den Anschluß P und die Ringnut 14a verbundenen Zylinderraum I ein im wesentlichen konstanter Druck von (beispielsweise 100 bar) aufrechterhalten wird. Sobald der Druck in der Leitung 88 den eingestellten Wert übersteigt, öffnet das Überdruckventil 70, so daß überschüssiges Öl über den Ausgang T des Überdruckventils zu einer den Rücklauf bildenden Leitung 93 und von dort über ein Rückschlagventil 82 zurück in den Ölsumpf 84 gelangt. Das Überdruckventil 82 ist in dem Ausführungsbeispiel auf einen Öffnungsdruck von 1 bar eingestellt, so daß in der Rücklaufleitung 93 ein entsprechender Vordruck aufrechterhalten wird.

Die im Zylinder 10 befindliche Ringnut 14b ist über ihren Anschluß P₁ und eine Überlaufleitung 92 ebenfalls an einen Druckwächter in Form eines Überdruckventils 71 mit einem Eingang P und einem Ausgang T angeschlossen. Der Ausgang T ist seinerseits mit der Rücklaufleitung 93 verbunden, und das Überdruckventil 71 ist ebenfalls manuell auf einen gewünschten Öffnungsdruck einstellbar, der in dem Ausführungsbeispiel 90 bar beträgt.

Die Rücklaufleitung 93 ist über die beiden Ausgänge T der Druckwächter 70, 71 hinaus bis zu dem Anschluß T des Zylinders 10 geführt, der seinerseits mit der Ringnut 14d verbunden ist.

Die zuvor beschriebene einfachste Ausführungsform beruht

- wie alle anderen Ausführungsformen - auf dem Prinzip, innerhalb eines hydraulischen Zylinders den Druck der Hydraulikflüssigkeit unabhängig von den äußeren Kräften weitgehend konstant zu halten und je nach Richtung der äußeren zwischen Zylinder und Kolbenstange wirkenden Kräften die Hydraulikflüssigkeit bei relativ geringen Druckschwankungen aus dem Zylinder abzuführen oder diesem zuzuführen. Der jeweiligen Auslenkung ist dabei eine Niveau-Regulierung überlagert, mittels der die zu dämpfende Masse nach einer äußeren Krafteinwirkung in ihre Ausgangsebene zurückgeführt wird, diese Ausgangsebene entspricht einer konstruktiv vorgegebenen relativen Lage von Zylinder 10 und Kolbenstange 20, die in allen Zeichnungsfiguren als "Mittellager" bezeichnet ist und sich im Falle der Figur 1 in der Ebene befindet, die durch die dem Zylinderboden zugekehrte Steuerkante der Ringnut 14b definiert wird.

Die Ausführungsform gemäß Fig. 1 arbeitet wie folgt: Wenn der Kolben 21 in Richtung des Pfeiles U beschleunigt wird, steigt der Druck in dem Zylinderraum I über das durch den Druckwächter 70 vorgegebene Maß hinaus an. Der Druckwächter 70 läßt Öl in die Rücklaufleitung 93 abströmen, so daß sich die Kolbenstange in Richtung des Pfeiles U so lange nach unten bewegt, bis die Beschleunigung wieder 0 geworden ist. In diesem Moment schließt das Überdruckventil 70, so daß der Zylinderraum I von der Pumpe 80 wieder mit frischem Öl gefüllt wird. Die Folge ist eine Bewegung des Kolbens 20 nach oben in Richtung des Pfeiles O, und zwar soweit, bis die Steuerkante 24a des Kolbens von der zugehörigen Steuerkante der Ringnut 14b freikommt. In diesem Moment strömt das Öl durch die Überlaufleitung 92 und das auf einen niedrigeren Wert eingestellte Überdruckventil 71 in die Rücklaufleitung 93 ab. Der Kolben 20 stellt sich somit auf die konstruktive Mittellage ein, die dem Gleichgewicht zwischen dem Druck unter dem Kolben und der an die Kolbenstange 21 angeschlossenen Masse (nicht dargestellt) entspricht.

Wenn auf die Kolbenstange 21 eine Beschleunigung in Richtung des Pfeiles O einwirkt, verringert sich der Druck im Zylinderraum I mit der Folge, daß die Pumpe 80 mehr Öl dorthin fördert und den Kolben 20 in Pfeilrichtung O nach oben schiebt. Das oberhalb des Kolbens 20 befindliche Öl in dem dortigen Zylinderraum II gelangt dabei über den Anschluß T der Ringnut 14d in die Rücklaufleitung 93 und von dort weiter in den Sumpf 84. Gegen Ende der Beschleunigung beginnt bereits in den Zylinderraum I nachgeströmtes Öl durch die Überlaufleitung 92 und das Überdruckventil 71 in den Sumpf abzufließen, und sobald die Beschleunigung den Wert 0 erreicht hat, setzen sich Kolbenstange 21 mit Kolben 20 nach unten in Pfeilrichtung U in Bewegung. Der Kolben verdrängt dabei solange Öl über die Überlaufleitung 92, bis seine Steuerkante 24a wieder in der Mittellage steht. In diesem Moment befindet sich das System wieder im Gleichgewicht.

Die Einfachheit dieses Dämpfers folgt aus der Anwendung der Einkantensteuerung sowie der Verwendung der beiden externen und manuell einstellbaren Druckwächter 70, 71. Bevorzugt wird diese Ausführungsform dann, wenn im wesentlichen konstante Massen in vertikaler Richtung gedämpft werden sollen, weil es hier an einer automatischen Druckanpassung an schwankende Massen fehlt. Erläuternd sei noch darauf hingewiesen, daß in dieser Figurenbeschreibung angenommen wird, daß die zu dämpfende Masse mit der Kolbenstange 21 und der Schwinger mit dem Zylinder 10 gekoppelt ist. Je nach Größe der zu dämpfenden Masse ist der Druckwächter 70 manuell so einzustellen, daß der Kolben 20 bei beschleunigungsfreier Masse in der Mittellage steht. Die zugehörige Einstellung des Überdruckventils 70 bestimmt dann außerdem die aktive Aufwärtsbewegung von Kolben mit darauf ruhender Masse aus der unteren Endlage des Kolbens bis zur Mittellage. Die Einstellung des an die

Überlaufleitung 92 angeschlossenen zweiten Überdruckventils 71 bestimmt demgegenüber die passive Abwärtsbewegung von Kolben und Masse aus der ausgefahrenen Endlage bis zur Mittellage. Die vorgesehene Druckdifferenz in der Einstellung der beiden Ventile 70, 71, die in diesem Ausführungsbeispiel ca. 10 % beträgt, dient der Niveau-Regulierung und ist mitverantwortlich dafür, daß der Dämpfer im beschleunigungsfreien Zustand in seiner Mittellage steht.

Während mit dem Überdruckventil 82 erreicht wird, daß im Zylinderraum II von allen Kolbenbewegungen weitgehend unabhängig immer ein vorgegebener Gegendruck herrscht, hat das in der Druckleitung 91 befindliche Ventil 72 auf die Funktion des aktiven Dämpfers keinen Einfluß. Es soll nur sicherstellen, daß der Kolben bei einem Ausfall der Pumpe 80 in seine innere Endlage fährt.

Das in Fig. 2 dargestellte Ausführungsbeispiel unterscheidet sich von dem aktiven Dämpfer gemäß Fig. 1 nur geringfügig im Hydraulikkreis außerhalb des Zylinders 10. Der Unterschied liegt darin, daß anstelle des Überdruckventils 70, das im Falle der Fig. 1 von der Leitung 88 zur Rücklaufleitung 93 führt, ein Überdruckventil bzw. Druckwächter 70a vorgesehen ist, das die Leitung 88 mit der Überlaufleitung 92 verbindet. Das Überdruckventil 70a ist auf einen verhältnismäßig geringen Überdruck eingestellt, weil es aufgrund der beschriebenen Schaltung nunmehr in Reihe zu dem Überdruckventil 71 liegt. Wenn die Summe der eingestellten Überdrücke bei den Ventilen 70a und 71 gleich dem eingestellten Überdruck des Ventils 70 im Falle der Fig. 1, dann ist der aktive Druck im Zylinderraum I im Falle der Schaltung gemäß Fig. 2 unverändert gegenüber der Schaltung gemäß Fig. 1

Somit ist bei dem in Fig. 2 gezeigten aktiven Dämpfer die Einstellung der Überdruckventile 70a und 71 für die aktive

Aufwärtsbewegung des Kolbens 20 von seiner eingefahrenen Endlage bis zur Mittellage bestimmend. Wie auch im Fall der Fig. 1, bestimmt die Einstellung des Überdruckventils 71 die passive Abwärtsbewegung von Kolben 20 mit zugehöriger Masse aus der ausgefahrenen Endlage bis zur Mittellage. Bezüglich der übrigen Funktionen einschließlich der Niveau-Regulierung wird auf die Ausführungen zu dem Dämpfer gemäß Fig. 1 Bezug genommen.

In Fig. 3 ist ein aktiver Dämpfer unter Verwendung eines einfach wirkenden Zylinders mit Zweikantensteuerung, im übrigen mit einer Schaltung der externen Ventile gemäß Fig. 2 dargestellt.

In konstruktiver Hinsicht unterscheidet sich der hier verwendete Zylinder 10 von dem zuvor beschriebenen dadurch, daß die Ringnuten 14a und 14b mit den zugehörigen Anschlüssen P und P_1 axial in Richtung auf das freie Ende des Zylinders versetzt sind. Der Kolben 20 weist eine Ausdrehung auf, die einen festen Ringraum 24 definiert. Die dem freien Ende des Kolbens zugekehrte Begrenzungswand des Ringraumes 24 stellt hier die Steuerkante 24a dar, während eine zweite Steuerkante 24b am freien Ende des Kolbens 20 vorgesehen ist. Die beiden Steuerkanten wirken mit jeweils einer Begrenzungswand der Ringnuten 14a, 14b derart zusammen, daß beide Ringnuten in der konstruktiven Mittellage des aktiven Dämpfers vom Kolben 20 abgedeckt sind. Der Kolben 20 besitzt weiterhin eine von seinem freien Ende aus einwärts axial verlaufende Blindbohrung 27, die bis in den Bereich des Ringraumes 24 führt und mit Hilfe von mindestens einer Ausgleichsbohrung 28 mit dem Ringraum 24 verbunden ist. Auf diese Weise wird ein freier Durchgang für das Öl vom Zylinder-raum I zum Ringraum 24 geschaffen.

Wie erwähnt, ist die Anordnung der Überdruckventile 70a, 71 im Hydraulikkreis gegenüber dem zuvor erläuterten Ausführungs-

beispiel unverändert. Abweichend sind jedoch die Anschlüsse P und P₁ des Zylinders 10 geschaltet: Die Druckleitung 88, die mit dem Ausgang der Pumpe 80 und dem Eingang des Überdruckventils 70a verbunden ist, führt zum Anschluß P₁ des Zylinders 10, so daß die damit verbundene Ringnut 14b unter dem aktiven Druck steht, der in diesem Ausführungsbeispiel wiederum 100 bar beträgt. Der Anschluß P des Zylinders 10 und damit die Ringnut 14a sind an die Überlaufleitung 92 angeschlossen, in der der von dem Überdruckventil 71 festgelegte Druck herrscht.

Weil auch in diesem Ausführungsbeispiel eine automatische Druckanpassung an variierende zu dämpfende Massen nicht vorgesehen ist, ist der aktive Dämpfer gemäß Fig. 3 wiederum vorzugsweise zur Dämpfung konstanter Massen geeignet. Die Funktion dieses Ausführungsbeispiels unterscheidet sich von den zuvor erläuterten Ausführungsbeispielen nicht. Wenn auf die Kolbenstange 21 eine Stoßbelastung in Pfeilrichtung U einwirkt, steigen die Drücke im Zylinderraum I und dem damit verbundenen Ringraum 24 zunächst an. Über eine Verbindungsleitung 87 zwischen der Druckleitung 91 und dem Zylinderraum I, in der sich vorzugsweise ein Rückschlagventil 76 befindet, strömt Öl in die Druckleitung 91 solange ab, wie der Druck im Zylinderraum I den Druck in der Druckleitung 91 übersteigt. In dieser Zeit bewegt sich der Kolben 20 in Pfeilrichtung U. Bei Beendigung der von außen einwirkenden Beschleunigung enden die Kolbenbewegung und das Abströmen, so daß anschließend Drucköl über die Leitung 88 in den Ringraum 24 nachströmt und - über die Ausgleichsbohrung 28 und die Blindbohrung 27 - den Zylinderraum I wieder soweit auffüllt, bis die Steuerkante 24a des Kolbens 20 die Ringnut 14b wieder abdeckt. Der aktive Dämpfer hat dann seine Mittellage wieder erreicht.

Wenn auf die Kolbenstange 21 eine Beschleunigung in Pfeilrichtung O wirkt, entsteht im Zylinderraum I ein Unterdruck; durch entsprechende Wahl der Überdeckung von Steuerkante 24b und Ringraum 14a, die vorzugsweise ein geringes negatives Maß hat, kann über den Anschluß P Öl in den Zylinderraum I nachströmen, so daß die Kolbenstange 21 eine Bewegung in Pfeilrichtung O ausführen kann. Unmittelbar nach der Freigabe der Ringnut 14a strömt dann das Öl voll nach. Nach Beschleunigungsschluß sinkt die Kolbenstange 21 unter dem Einfluß der auf ihr lastenden Masse wieder nach unten in Pfeilrichtung U und verdrängt dabei das im Zylinderraum I befindliche Öl über den Anschluß P, die Leitung 92 und das Überdruckventil 91. Sobald die Steuerkante 24 die ihr entsprechende Steuerkante der Ringnut 14b erreicht, steht sie wieder in der Mittellage.

Im Zuge der vorstehenden Beschreibung ist unterstellt worden, daß der Schwinger an der Kolbenstange 21 angelenkt und daß die zu dämpfende Masse mit dem Zylinder verbunden ist. Um deutlich zu machen, daß es allein auf die Relativbewegung zwischen Zylinder und Kolben ankommt, wird nachstehend davon ausgegangen, daß der Schwinger am Zylinder 10 angreift und die zu dämpfende Masse an die Kolbenstange 21 angekoppelt ist.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 4 ist ein aktiver Dämpfer mit einem einfach wirkenden Zylinder und Zweikantensteuerung sowie externer Druckregelung. Der in dem Zylinder 10 angeordnete Kolben 20 besitzt wiederum einen etwa mittig angeordneten Ringraum 24, der in axialer Richtung von den beiden Steuerkanten 24a, 24b begrenzt wird. Die Steuerkanten arbeiten mit im Zylinder angeordneten Ringnuten 14b, 14c zusammen. In der Mittellage des Dämpfers überdecken die beiden Steuerkanten ihre jeweils zugeordnete Ringnut. Am Boden des Zylinders befindet sich die Ringnut 14a mit zugehörigem Anschluß P, und am Kopf des Zylinders ist wiederum

die Ringnut 14d mit Anschluß T vorgesehen. Von der Ringnut 14c führt ein Kanal 13 zur Ringnut 14d; außerdem ist wiederum die axiale Blindbohrung 27 im Kolben 20 vorgesehen, die über eine Drossel 26 mit dem Ringraum 24 in Verbindung steht.

Die aus dem Sumpf 84 ansaugende Pumpe 80 fördert Drucköl in die Leitung 91, die mit dem Anschluß P' eines Drei/Drei-Wegeventils 40 verbunden ist. Von der Leitung 91 zweigt eine Leitung 92 ab, die einerseits zu dem mit der Ringnut 14b verbundenen Anschluß P₁ des Zylinders 10 und außerdem zu dem Druckwächter bzw. Überdruckventil 70 führt. Der Ausgang des Überdruckventils ist an die Rücklaufleitung 93 angeschlossen, die wiederum aufgrund des Rückschlagventils 82 unter einem geringen Überdruck steht und in der bereits zuvor beschriebenen Weise an den Anschluß T des Zylinders und die über eine Stichleitung 94 auch an den Anschluß T' des Drei/Drei-Wegeventils angeschlossen ist.

Vom Anschluß P des Zylinders führt die Druckleitung 88 zunächst zu einem Betätigungszyylinder 42 für das Drei/Drei-Wegeventil 40 und weiter zu einer Drosseldüse 50, von deren Ausgang eine Leitung 90 einerseits zu dem anderen Betätigungszyylinder 43 des Ventils 40 und außerdem zum Eingang einer Druckwaage 60 führt, die über eine Leckölleitung an die Rücklaufleitung 93 angeschlossen ist. Der Anschluß A des Drei/Drei-Wegeventils 40 steht über eine Leitung 89 mit der Leitung 88 in Verbindung.

Die Funktion dieses Ausführungsbeispiels entspricht derjenigen des Dämpfers gemäß Fig. 5, so daß zunächst der konstruktive Aufbau des abgewandelten Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 5 beschrieben werden soll.

Diese Abwandlung stellt eine raumsparende Kompaktausführung des Dämpfers gemäß Fig. 4 dar, bei der das Drei/Drei-Wegeventil 40 zusammen mit der Druckwaage 60 und der Drosseldüse 50

mit dem Zylinder 10 zu einer Baugruppe zusammengefaßt ist und sich in einem Ansatz 10a zum Zylinder 10 befindet. Der Vorteil der Ausführungsform nach Fig. 5 besteht u.a. darin, daß nur noch zwei externe Leitungen, nämlich die Druckleitung 91 und die Rücklaufleitung 93 benötigt werden, zwischen denen sich der Druckwächter 70 auf der Druckseite der Pumpe 80 und der Druckseite des Ventils 82 befindet.

Parallel zur Zylinderbohrung befindet sich in dem Ansatz 10a eine abgestufte Bohrung, in der hintereinander die Druckwaage 60 und der Steuerkolben 41 des Ventils 40 untergebracht sind. In die Bohrung für den Steuerkolben 41 sind axial versetzt zwei Ringnuten 44a, 44b eingearbeitet, von denen die Ringnut 44b einerseits mit dem Anschluß T' für die Rücklaufleitung 93 und andererseits über den Kanal 13 mit den Ringnuten 14c und 14d des Zylinders 10 verbunden ist. Die Ringnut 44a dient zur Verbindung der Druckleitung 91 über den Anschluß P' des Regelventils 40 und den internen Anschluß P₁ des Zylinders 10 mit der Ringnut 14b. Die beiden Ringnuten 44a, 44b arbeiten alternativ mit je einer Steuerkante des Steuerkolbens 41 zusammen, welche durch die untere bzw. obere Flanke einer Steuerkolben-Ausdrehung gebildet werden, die ihrerseits einen Ringraum 45 im Ventil 40 definiert. Dieser Ringraum 45 steht über Querbohrungen 47 mit einer Zentralbohrung 46 des Steuerkolbens 41 in Verbindung, und die Zentralbohrung 46 mündet einerseits direkt in einen Steuerzylinder 53 des Ventils 40 sowie andererseits über die Drosseldüse 50 in den anderen Steuerzylinder 54 des Ventils 40. Mit Hilfe von Ausgleichsfedern 55, 56 ist der Steuerkolben 41 in seiner dargestellten Mittellage vorgespannt, solange der Druck in den beiden Steuerzylindern 53, 54 gleich ist. Der Steuerzylinder 53, der mittels eines Deckels 51 nach außen abgeschlossen ist, besitzt einen internen Ausgang A, der über einen internen Kanal 15 mit dem Anschluß P des Zylinders 10 verbunden ist. Der Kanal 15 in Fig. 5 entspricht

der Leitung 89 in Fig. 4

Das dem Steuerkolben 41 abgekehrte Ende des Steuerzylinders 54 steht mit dem Speicherzylinder 59 der Druckwaage 60 in Verbindung, die einen im Speicherzylinder 59 axial verschiebbaren Kolben 58 sowie eine Speicherfeder 57 aufweist, die sich einerseits am Kolben 58 und andererseits an einem Deckel 52 abstützt, mit dem die den Ansatz 10a durchsetzende abgestufte Bohrung verschlossen ist.

Die Funktionsweise der Ausführungsformen nach den Fig. 4 und 5 - beschrieben an dem zuletzt genannten Ausführungsbeispiel - ist folgende:

Wenn der nicht dargestellte Schwinger über das Auge 12 des Zylinders 10 eine Beschleunigung in den Dämpfer einleitet, ergibt sich im unteren Zylinderraum I eine proportionale Druckänderung, weil die nicht dargestellte und an das Auge 22 der Kolbenstange 21 angeschlossene Masse aufgrund ihrer Trägheit ihre Lage im Raum beibehalten will. Voraussetzung der Proportionalität ist, daß Kolben 20 und Kolbenstange 21 möglichst reibungsfrei gegenüber dem Zylinder 10 und Deckel 11 geführt sind. Der Druckanstieg im Zylinder I, der einer Beschleunigung in Pfeilrichtung O entspricht, führt zu einem gleichen Druckanstieg im Steuerzylinder 53 des Drei-/Drei-Wegeventils 40, da die Zylinder I und 53 über den Kanal 15 möglichst drosselfrei verbunden sind. Aufgrund seiner federnden Lagerung verschiebt sich der Steuerkolben 41 um einen Druck-proportionalen Weg in Richtung auf die Druckwaage 60 mit der Folge, daß die Ringnut 44b mit dem Ringraum 45 verbunden wird. Hierdurch kann Öl aus dem Zylinder I über den Steuerzylinder 53, die Zentralbohrung 46 des Steuerkolbens 41 und dessen Querbohrung 47 in die Rücklaufleitung 93 abströmen; entsprechend kann sich der Zylinder 10 nach oben bewegen, ohne den Kolben 20 dabei anzuheben. Die mit dem Kolben verbundene, zu dämpfende Masse wird die

vom Schwinger eingeleitete Bewegung des Zylinders also nicht oder nur geringfügig mitmachen.

Der Aufwärtsbewegung des Steuerkolbens 41 entspricht also eine Aufwärtsbewegung des Zylinders 10 gegenüber dem Kolben 20; diese Relativbewegung zwischen Zylinder 10 und Kolben 20 führt dazu, daß der Kolben 20 mit seiner Steuerkante 24a die Ringnut 24a öffnet, so daß das von der Pumpe 80 kommende und vom Druckwächter 70 in seinem Druck festgelegte Öl über die Leitung 91, den Anschluß P', die Ringnut 44a und den weiteren Anschluß P₁ nebst Ringnut 14b in den Ringraum 24 gelangen kann. Über die Drossel 26 und die Bohrung 27 wirkt der in der Leitung 91 herrschende Druck folglich auf den Zylinder-raum I ein. Es kann allerdings so lange kein Drucköl aus der Leitung 91 in den Zylinder I nachströmen, wie die äußere Beschleunigung auf den Zylinder 10 anhält, weil während dieser Zeit der Druck im Zylinder I größer als der Druck in der Leitung 91 ist.

Bei Beschleunigungsende steht der Steuerkolben 41 wieder in der in Fig. 5 gezeigten Stellung, in der der Ringraum 45 des Drei/Drei-Wegeventils von der Rücklaufleitung 93 abgetrennt ist. Demzufolge kann jetzt auch kein weiteres Öl mehr aus dem Zylinderraum I abströmen. Da zu diesem Zeitpunkt aber die Ringnut 14b weiterhin freigegeben ist, strömt nun das Drucköl aus der Leitung 91 auf dem beschriebenen Weg in den Zylinderraum I nach, wodurch dieser wieder gefüllt und der Zylinder in Pfeilrichtung U verschoben wird, und zwar solange, bis die Steuerkante 24a die Ringnut 14b wieder abschließt und der Zylinder 10 somit wieder seine Mittellage gegenüber dem Kolben 20 einnimmt.

Die für den insoweit beschriebenen Ablauf erforderliche Bewegung des Steuerkolbens 41 resultiert aus dem Vorhanden-

sein der Drosseldüse 50. Sie bewirkt, daß sich ein aufgrund der äußeren Beschleunigung im Steuerzylinder 53 aufbauender Druck nicht gleichzeitig auch im Steuerzylinder 54 einstellen kann. Die Folge ist ein Druckgefälle vom Steuerzylinder 53 zum Steuerzylinder 54, so daß der Steuerkolben 41 die beschriebene Bewegung ausführen kann. Er bewegt sich dabei gegen die Feder 56, und das von ihm verdrängte Volumen wird in der Druckwaage 60 gespeichert, deren Speicherfeder 57 entsprechend zusammengedrückt wird. Der Widerstand der Drosseldüse 50 muß dabei so eingestellt sein, daß der Steuerkolben 41 seine gezeichnete Ruhelage unter dem Einfluß der Federkräfte und Drücke erst dann wieder einnimmt, wenn die äußere Beschleunigung auf den Wert 0 abgesunken ist. Davon unabhängig muß die Eigenfrequenz des Messystems im Verhältnis zu den zu dämpfenden Frequenzen sehr groß gemacht werden, damit der Steuerkolben 41 den Druckänderungen praktisch verzögerungsfrei folgen kann. Auch muß die Leistung der Hydraulikpumpe 80 ausreichend groß sein, um genügend Öl genügend schnell nachliefern zu können, wenn der Zylinder 10 gegenüber dem Kolben 20 eine Bewegung in Pfeilrichtung U ausführt. Bei einem Zylinderdurchmesser von 20 mm, einem Relativhub zwischen Zylinder und Kolben von ± 20 mm und einer angekoppelten Masse von 300 kp (statisch) hat sich eine Förderleistung der Pumpe 80 von $Q = 8 \text{ L/min}$ als ausreichend erwiesen.

Wenn der mit dem Zylinder 10 gekoppelte Schwinger eine Beschleunigung in Pfeilrichtung U ausführt, sinkt der Druck im Zylinderraum I proportional ab. Entsprechend verringert sich der Druck im Steuerzylinder 53. Der im Druckwächter 60 gespeicherte Druck schiebt daraufhin den Steuerzylinder 41 nach unten, d.h. in Pfeilrichtung U. Aufgrund dieser Bewegung des Steuerkolbens wird die Ringnut 44a mit dem Ringraum 45 verbunden, so daß Drucköl aus der Leitung 91 über den Anschluß P', den Ringraum 45 in den Steuerzylinder 53

und weiter über den Kanal 15 in den Zylinderraum I einströmen kann. Hierdurch ist der Zylinder 10 also in der Lage, der Bewegung des Schwingers in Pfeilrichtung U zu folgen, während die mit dem Kolben 20 gekoppelte Masse ihre Lage beibehalten kann.

beim Abschluß dieser Beschleunigung, wenn der Druck im Zylinderraum I wieder den vom Druckwächter 70 eingestellten Wert erreicht hat, befindet sich der Steuerkolben 41 wieder in der gezeichneten Lage, so daß kein weiteres Öl aus der Leitung 91 in den Zylinderraum I nachströmen kann; andererseits hat die beschriebene Bewegung des Kolbens 20 aber dazu geführt, daß dessen Steuerkante 24b die Ringnut 14c freigegeben und dadurch eine Verbindung vom Zylinderraum I über die Bohrung 27, die Drossel 26, den Ringraum 24, die Ringnut 14c des Zylinders 10 und die Ringnut 44b des Drei/Drei-Wegeventils 40 zur Rücklaufleitung 93 hergestellt hat. Hierdurch ist es möglich, daß solange Öl aus dem Zylinderraum I in die Rücklaufleitung 93 abströmt, bis die Steuerkante 24b die Ringnut 14c wieder verschließt; dies geschieht dann, wenn der Zylinder 10 gegenüber dem Kolben 20 wieder seine Mittellage eingenommen hat. Die Geschwindigkeit dieser Rückführung in die Mittellage wird im wesentlichen von dem Widerstand der Drossel 26 bestimmt.

Wie auch in den ersten Ausführungsbeispielen nimmt der aktive Dämpfer gemäß den Fig. 4 und 5 also seine konstruktiv festgelegte Ausgangslage immer dann wieder ein, wenn eine äußere Schwingung in Pfeilrichtung O oder U ausgedämpft worden ist. Zusätzlich zu der hierfür notwendigen Niveauregelung können die Dämpfer gemäß den Fig. 4 und 5 aber auch eine automatische Druckanpassung an sich ändernde statische Belastungen vornehmen. Eine solche Anpassung ist erwünscht, wenn mit der Anordnung unterschiedlich große statische Massen gedämpft werden sollen. Ein solcher Fall

tritt beispielsweise dann ein, wenn der Dämpfer in Verbindung mit einem Fahrzeugsitz benutzt werden soll und das Fahrzeug von verschiedenen schweren Fahrern gefahren wird.

Wenn in diesen Fällen die auf dem Kolben 20 lastende Masse vergrößert wird, ohne daß dabei eine stoßartige Belastung wirkt, wird der im Zylinderraum I ansteigende Druck auch im Zylinderraum 54 des Drei/Drei-Wegeventils wirksam, weil bei langsamen Druckanstiegen der Widerstand der Drosseldüse 50 vernachlässigt werden kann. Der Steuerkolben 41 wird sich deshalb nicht bewegen, weil der Druck auf seinen beiden Seiten gleich ist. Dagegen wird sich der Kolben 58 der Druckwaage 60 um ein geringes Maß gegen die Kraft der Speicherfeder 57 verschieben. Die Folge ist, daß sich der Kolben 20 des Dämpfers etwas in Pfeilrichtung U verlagern kann, so daß seine Steuerkante 24a die Ringnut 14b mit der Folge freigibt, daß Drucköl von der Leitung 91 über die Ringnut 44a und den Anschluß P_1 in den Ringraum 24 und von dort durch die Drossel 26 und die Bohrung 27 hindurch in den Zylinderraum I nachströmen kann. Der Kolben 20 wird hierdurch wieder soweit angehoben, bis seine Steuerkante 24a die Ringnut 14b in der konstruktiven Mittellage wieder abdeckt. Damit ist die Anpassung an die vergrößerte Masse erreicht.

Wenn im anderen Fall die Masse verringert wird, sinkt der Druck im Zylinderraum I; der Differenzdruck in den Steuerzylindern 53 und 54 des Drei/Drei-Wegeventils 40 bleibt (bei kleinen Druckänderungen) Null und der Kolben 20 bewegt sich um ein geringes Maß nach oben. Dabei gibt seine Steuerkante 24b die Ringnut 14c frei, so daß Öl aus dem Ringraum 24 - und damit aus dem Zylinderraum I - über die Ringnuten 14c und 44b in die Rücklaufleitung 93 abströmen kann. Aufgrund des verringerten Volumens sinkt der Kolben 20 wieder nach unten, bis seine Steuerkante 24b die Ring-

nut 14c abschließt; er hat dann seine Mittellage wieder eingenommen.

Durch Auswahl der Größe der Überdeckungen des Steuerkolbens 41 mit den ihm zugeordneten Ringnuten 44a, 44b kann im übrigen eine gewisse Unempfindlichkeit des Dämpfers gegenüber sehr kleinen Beschleunigungen erreicht werden.

Die in Fig. 6 dargestellte Variante unterscheidet sich von der Ausführungsform gemäß Fig. 4 dadurch, daß anstelle der dort im Kolben vorgesehenen Drossel 26 hier zwei externe Stromregelventile 30, 31 benutzt werden, die im Ausführungsbeispiel außerhalb des Zylinders 10 angeordnet sind, jedoch auch in den Zylinder integriert sein können. Außerdem wird im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 6 die Steuerkante 24b von der Stirnseite des Kolbens 20 gebildet. Dementsprechend befindet sich die zugehörige Ringnut 14c im Bereich der Kolben-Stirnseite, d.h. also axial zwischen den Ringnuten 14a am Zylinderboden und 14b im Bereich des Ringraumes 24. Ein in die Ringnut 14c mündender Zylinderanschluß P_2 ist durch eine Leitung 97 mit dem einen Stromregelventil 31 verbunden, dessen gegenüberliegender Anschluß über eine Leitung 96 zu einem Zylinderanschluß T_1 führt, der seinerseits über die Ringnut 14d mit dem Zylinderanschluß T verbunden ist. Das zweite Stromregelventil 30 liegt zwischen dem Zylinderanschluß P_1 an der Ringnut 14b und führt über die Druckleitung 92 zur Pumpe 80. Die Blindbohrung 27 im Kolben 20 ist im vorliegenden Ausführungsbeispiel mittels einer Ausgleichsbohrung 28 ohne zusätzliche Drosselwirkung an den Ringraum 24 des Kolbens angeschlossen.

Es handelt sich hier also ebenfalls um einen aktiven Dämpfer mit einem einfach wirkenden Zylinder und Zweikantensteuerung. Die Verlagerung der Steuerkante 24b zum Kolben-

boden bringt den Vorteil, daß die axiale Abmessung des Zylinders 10 verkleinert werden kann. Außerdem bietet diese Ausführungsform die Möglichkeit, durch entsprechende Wahl des Widerstandes des Stromregelventils 30 die Hubgeschwindigkeit bei der Niveau-Regulierung während des Verfahrens des Kolbens 20 aus seiner unteren Endlage in die Mittellage unabhängig von der jeweiligen statischen Belastung festzulegen, wobei das jeweils vorhandene Druckgefälle zwischen dem aktiven Betriebsdruck und dem Druck im Zylinderraum I ohne Bedeutung ist. Dies wiederum führt zu der Möglichkeit einer Absenkung des aktiven Druckes, der hier beispielsweise bei 110 bar liegt. Die Folge ist eine Reduktion der hydraulischen Verlustleistung und damit der Ölerwärmung.

Auch die Regulier-Senkgeschwindigkeit läßt sich bei diesem Ausführungsbeispiel unabhängig von der jeweiligen statischen Belastung und ohne Einfluß des Druckgefälles zwischen den Zylinderräumen I und II (Rücklauf) einstellen. Hierzu dient das andere Stromregelventil 31. Im übrigen ist die Funktion des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 6 gleich derjenigen der Fig. 4 bzw. 5.

Auch das in Fig. 7 gezeigte Ausführungsbeispiel arbeitet mit einem einfach beaufschlagten Zylinder mit Zweikantensteuerung. Die beiden Steuerkanten 24a, 24b sind in gleicher Weise angeordnet wie in dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3. Ebenfalls unverändert ist die Schaltung des Stromregelventils 31 zwischen den Zylinderanschlüssen P_2 und T_1 . Das Stromregelventil 30 aus Fig. 6 ist im vorliegenden Fall durch eine zweite Pumpe 81 ersetzt, deren Fördermenge geringer ist als diejenige der Pumpe 80 und auf die Regulier-Hubgeschwindigkeit für die Niveau-Regulierung zwischen unterer Endlage und Mittellage des Kolbens 20 ausgelegt ist. Die kleinere Pumpe 81 ist mittels einer Leitung

98 an die Leitung 92 angeschlossen, und zwar an einer Stelle, die gegenüber dem Zylinderanschluß P_1 durch ein Rückschlagventil 73 und gegenüber dem Druckregelventil 70 durch ein weiteres Rückschlagventil 74 in einer Strömungsrichtung abgegrenzt ist. Zwischen der Druckleitung 91 und dem Druckregelventil 70 befindet sich ein drittes Rückschlagventil 75.

Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 7 ist die größere Pumpe 80, deren Fördermenge auf die zu erwartende maximale Ausfahrgeschwindigkeit des Kolbens 20 ausgelegt ist, in der Mittelstellung des Drei/Drei-Wegeventils 40 auf Bypass geschaltet. Insbesondere bei Systemen, die nicht ständig Schwingungen und Stößen ausgesetzt sind, läßt sich auf diese Weise eine erhebliche Reduzierung der Verlustleistung erreichen.

Die Pumpen 80, 81 sind über die Rückschlagventile 74, 75 und das Ventil 70 druckmäßig abgesichert, wobei das Druckniveau nahezu auf den maximalen statischen Druck, der bei der Niveau-Regulierung zum Anheben der auf der Kolbenstange 21 ruhenden Masse erforderlich ist, reduziert werden kann. Das Rückschlagventil 73 verhindert bei einem Ausfall der Druckversorgung ein plötzliches stoßweises Einfahren des Kolbens 20 gegen seinen unteren Anschlag im Zylinder.

Die Funktion der übrigen Elemente des Hydraulikkreises der Ausführungsform gemäß Fig. 7 entspricht derjenigen der Ausführungsformen nach den Fig. 4 bis 6, und sie ändert sich auch nicht bei Benutzung des Steuerkolbens 41a, der oberhalb des Hydraulikkreises in Fig. 7 gesondert als Variante dargestellt ist.

In der Ausführungsform der Anordnung gemäß Fig. 8 wird eine einfach wirkende, doppelt beaufschlagte Kolben/Zylinderereinheit mit Vierkantensteuerung verwendet. Abweichend von den bisher beschriebenen Ausführungen ist der hier mit

10' bezeichnete Zylinder mit fünf für die Funktion wesentlichen Ringnuten 14a bis 14e versehen, von denen die Ringnut 14a an die Leitung 88, die Ringnut 14b über eine Leitung 100 an die Ringnut 14d und die Ringnuten 14c und 14e an eine Leitung 99 und schließlich die Ringnut 14d an das zur Leitung 93 führende Stromregelventil 31 angeschlossen sind.

Der mit 20' bezeichnete Kolben dieser Ausführungsform ist mittels zwei hintereinander liegender Ringräume 24, 24' in insgesamt drei Kolbenabschnitte unterteilt. Dem Ringraum 24 ist die Steuerkante 24a, dem Ringraum 24' die Steuerkante 24c, dem Zylinderraum I die Steuerkante 24b und dem Zylinderraum II eine Steuerkante 24d zugeordnet.

Bevorzugt wird hier als druckabhängiges Regelventil 40' ein Vier/Drei-Wegeventil. Der hier beschriebene Dämpfer arbeitet aber auch mit einem Drei/Drei-Wegeventil und einem Steuerkolben 41b, wie er mit der Angabe "wahlweise" gesondert innerhalb der Schaltung dargestellt ist. Das Regelventil 40' besitzt vier Anschlüsse A, B, P und T, von denen der Anschluß B verschlossen ist, während die drei anderen Anschlüsse entsprechend der Fig. 4 beschaltet sind. Zwischen der die Ringnuten 14c und 14e verbindenden Leitung 99 und der Druckleitung 92 liegt das Stromregelventil 30. Das bei den bisherigen Ausführungsbeispielen gezeigte Vorspannventil 82 in der Rücklaufleitung 93 ist in der Ausführungsform gemäß Fig. 8 fortgelassen.

Die besondere Zylinderbauart dieser Ausführungsform ermöglicht in jeder Kolbenstellung eine ungedrosselte Druckverbindung zu den Zylinderräumen I und II.

Wenn sich der Zylinder 10' in Pfeilrichtung U aus seiner nicht dargestellten oberen Endlage abwärts bewegt, liegt die Ringnut 14c frei, so daß Drucköl aus der Leitung 92 über das Stromregelventil 30, den Ringraum 24 und die Boh-

rung 27 in den Zylinderraum I nachströmen kann. Wenn sich der Zylinder 10' über die Mittellage hinaus weiter in Pfeilrichtung U bewegt, wird der Zylinderraum I vom Zylinderraum II mit Drucköl versorgt, und zwar über eine Ausgleichsbohrung 28' in der Kolbenstange 21, eine Blindbohrung 27', eine weitere Ausgleichsbohrung 28', die in den Ringraum 24' mündet, von dort über die dann freiliegende Ringnut 14d, eine Leitung 100 zur Ringnut 14b und damit zum Zylinderraum I.

Bei der Niveau-Regulierung im umgekehrten Sinne, wenn nämlich der Zylinder 10' aus seiner ganz ausgefahrenen Stellung in Pfeilrichtung O bewegt wird, wird Drucköl aus dem Zylinderraum I über die Leitung 100 in den Ringraum 24' und von dort teilweise über das Stromregelventil 31 sowie zum anderen Teil durch die Bohrung 27 zum Zylinderraum II sowie schließlich auch auf diesem Wege in die Rücklaufleitung 93 gefördert.

Alle übrigen für die aktive hydraulische Dämpfung erforderlichen Elemente dieses Ausführungsbeispiels entsprechen denjenigen der zuvor beschriebenen Ausführungen.

In Fig. 9 ist eine einfach wirkende, doppelt beaufschlagte Kolben/Zylindereinheit mit Zweikantensteuerung gezeigt. Zylinder 10 und Kolben 20 entsprechen weitgehend dem Ausführungsbeispiel der Fig. 4; abweichend ist beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 9 der Kanal 13 von der Ringnut 14c zum Zylinderanschluß T bzw. der Rücklaufleitung 93 durch eine Leitung 86 ersetzt, in deren Verlauf das Stromregelventil 31 angeordnet ist. Der Kolben 20 unterscheidet sich von der Ausführung nach Fig. 4 durch den Fortfall der Drosseldüse 26, die jetzt durch eine Ausgleichsbohrung 28 ersetzt wird. Hinzugekommen ist bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 9 ein Sammelraum 79 im Deckel 11' für Lecköl. Dieser Sammelraum besitzt einen Leckölanschluß L, über den er mit der Rücklaufleitung 93 verbunden ist.

Als Druckregelventil 40" findet ein Vier/Drei-Wegeventil Anwendung, das in seiner gezeichneten Mittelstellung die Zylinderräume I und II miteinander verbindet und in seinen beiden Endstellungen jeweils beide Zylinderräume I, II entweder über seinen Anschluß T und die Leitung 94 mit der Rücklaufleitung 93 oder aber über seinen Anschluß P mit der Druckleitung 91 verbindet. Von der Druckleitung 91 zweigt außerdem die Leitung 92 ab, die über das andere Stromregelventil 30 zur Ringnut 14b des Zylinders 10 führt. Die Funktionsweise dieses Ausführungsbeispiels entspricht im Prinzip den zuvor erläuterten Varianten.

Fig. 10 zeigt schließlich ein Ausführungsbeispiel mit doppelt wirkendem Zylinder und Vierkantensteuerung, das eine automatische Druckanpassung an die sich gegebenenfalls ändernde zu dämpfende Masse in beiden Bewegungsrichtungen des Kolbens ermöglicht. Zu diesem Zweck ist eine doppelt wirkende externe Druckregelung vorgesehen.

Der Zylinder 10' besitzt an seinen beiden Enden je einen Deckel 11', 11'a in der im Zusammenhang mit Fig. 9 beschriebenen Konstruktion mit je einem Sammelraum 79 nebst zugehörigem Zylinderanschluß L. Weiterhin sind insgesamt fünf Ringnuten 14a bis 14e in die Innenwand des Zylinders eingestochen und über je einen Zylinderanschluß nach außen geführt.

Der Kolben 20" besteht aus drei in axialer Richtung hintereinander liegenden Abschnitten, die wiederum zwei Ringräume 24, 24' abteilen. Der Ringraum 24 ist mit dem Zylinderraum I und der Ringraum 24' mit dem Zylinderraum II in der bereits bei anderen Ausführungsbeispielen beschriebenen Weise verbunden. Der mittlere, zwischen den beiden Ringräumen 24, 24' befindliche Teil des Kolbens 20" deckt mit

Steuerkanten 24b, 24c in der Mittellage des Kolbens die Ringnut 14e ab. Die den Ringräumen 24 bzw. 24' zugekehrten Enden der äußeren Kolbenteile bilden Steuerkanten 24a bzw. 24d, die jeweils eine Ringnut 14b bzw. 14c in der Kolben-Mittellage abdecken.

Die beiden sich axial außen gegenüberliegenden und den jeweiligen Deckeln 11' bzw. 11'a benachbarten Ringnuten 14d bzw. 14a sind über je eine Leitung 88, 88' an jeweils einen Anschluß B bzw. A eines Vier/Zwei-Wegeventils 40'' angeschlossen. Außerdem führt von jeder der beiden Ringnuten 14d und 14a eine Meßleitung 101, 102 zu einem Abwägeventil 105, dessen Ausgang über eine Leitung 103 zu dem einen Betätigungszyylinder 43 des Ventils 40'' und über die Drosseldüse 50 auch zu dem anderen Betätigungszyylinder 42 des Ventils 40'' geführt ist; hinter der Drosseldüse 50 ist die Druckwaage 60 angeschlossen, deren Ausgang T mit der Rücklaufleitung 93 verbunden ist. Der Ausgang T des Vier/Zwei-Wegeventils ist unbeschaltet, und der Anschluß P liegt wiederum über die Leitung 91 am Ausgang der Pumpe 80. In der dargestellten Ruhelage des aktiven Dämpfers sind alle Anschlüsse A, B, T, P voneinander getrennt; nach Betätigung des Ventils 40'' sind die Anschlüsse A und B direkt miteinander verbunden und außerdem gemeinsam über eine Drossel 49 an den Anschluß P, d.h. also an die Druckleitung 91 gelegt.

In einer alternativen Fassung wird ein Drei/Zwei-Wegeventil mit einem Steuerzylinder 41c benutzt, der dieselben Schaltfunktionen auszuführen in der Lage ist wie der Steuerzylinder 41'' in der bevorzugten Ausführung.

Die mittlere Ringnut 14e ist über das Stromregelventil 31 und eine Leitung 104 mit der Rücklaufleitung 93 verbunden. Die beiden Ringnuten 14b, 14c sind mittels der Leitung 99 zueinander parallel geschaltet und über das Stromregelven-

til 30 und die Leitung 92 mit der Druckleitung 91 verbunden, von der in der mehrfach beschriebenen Weise eine Leitung zum Eingang P des Überdruckventils 70 abzweigt, dessen Ausgang T wiederum mit der Rücklaufleitung 93 verbunden ist.

Die Arbeitsweise des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 10 ist folgende.

Wenn die auf die Kolbenstange 21 bzw. 21a bei feststehendem Zylinder, d.h. bei ruhendem Schwinger in Pfeilrichtung O langsam zunimmt, nimmt der Druck im Zylinderraum II ebenfalls zu und im Zylinderraum I ab. Die Druckdifferenz liegt an den Eingängen P, P' des Abwägeventils 105. Der sich daraufhin in der Leitung 103 einstellende höhere Druck wirkt durch die Drosseldüse 50 hindurch auf die Druckwaage 60, so daß deren Kolben etwas gegen die Feder verschoben wird. Das hat zur Folge, daß der Kolben 20" eine entsprechende Bewegung in Pfeilrichtung O ausführen kann und daß dessen Steuerkante 24d die Ringnut 14c freigibt. Gleichzeitig gibt die Steuerkante 24b des Kolbens 20" auch die Ringnut 14e frei. Letzteres bewirkt, daß Öl aus dem Zylinderraum I über den Ringraum 24 und das Stromregelventil 31 sowie die Leitung 104 zur Rücklaufleitung 93 abströmen kann, während gleichzeitig aber von der Pumpe 80 über die Leitungen 91, 92, das Stromregelventil 30 und die Leitung 99 Drucköl über den Ringraum 24' zum Zylinderraum II nachströmt und den Kolben 20" in Pfeilrichtung U in die Mittellage zurückführt. Eine langsam zunehmende Masse, die auf die Kolbenstange 21 bzw. 21a in Pfeilrichtung U bei feststehendem Zylinder einwirkt, führt zu demselben Funktionsablauf in umgekehrter Richtung.

Wenn auf den Zylinder 10' in Pfeilrichtung O (oder auf den Kolben 20' in Pfeilrichtung U) eine Beschleunigung einwirkt, die zu dämpfen ist, baut sich im Zylinderraum I eine ent-

sprechende Druckspitze auf, die über die Leitung 102 und das Abwägeventil 105 sowie die Leitung 103 auf den Betätigungszyylinder 43 wirkt und diesen zum Schalten des Druckregelventils 40'' bringt, weil die Drosseldüse 50 einen sofortigen Druckausgleich gegenüber dem Betätigungszyylinder 42 verhindert. Das Schalten des Abwägeventils 105 wird im übrigen dadurch unterstützt, daß dem Druckanstieg im Zylinderraum I ein Druckabfall im Zylinderraum II entspricht, der über die Leitung 101 auch am Anschluß P des Abwägeventils 105 wirksam wird.

Durch das Umschalten des Vier/Zwei-Wegeventils 40'' werden die Zylinderräume I, II zusammengeschaltet, so daß das aus dem Zylinderraum I in die Leitung 88' abströmende Öl durch das Ventil 40'' hindurch und über die Leitung 88 in den Zylinderraum II strömen kann. Außerdem ist ein Abströmen über die Drossel 49 innerhalb des Ventils 40'' und über das Überdruckventil 70 möglich. Durch die Zusammenschaltung der beiden Zylinderräume I und II kann sich der Zylinder 10' zunächst frei in Pfeilrichtung O bewegen und der Schwingung folgen, ohne daß auf die zu dämpfende, den Kolben 20" belastende Masse eine wesentliche Kraft ausgeübt wird.

Die Bewegung des Zylinders 10' nach oben bei im Raum feststehendem Kolben 20" führt dazu, daß die Steuerkante 24c des Kolbens die Ringnut 14e und daß die Steuerkante 24a die Ringnut 14b freigibt. Die Konsequenz ist, daß der Zylinderraum II über den Ringraum 24' und das Stromregelventil 31 sowie die Leitung 104 mit der Rücklaufleitung 93 verbunden ist, während ihm Drucköl von der Leitung 91 über die Drossel 49 und die Leitung 88 zugeführt wird, das über die Leitung 104 wieder abströmen kann. Die Konsequenz ist aber auch, daß Drucköl von der Leitung 91 über die Leitung 92 und das Stromregelventil 30 sowie

die Ringnut 14b in den Ringraum 24 und von dort in den Zylinderraum I gelangen kann und auch nachströmt, sobald der von der Schwingung bewirkte Druckanstieg im Zylinderraum I kleiner wird als der aktive Druck am Anschluß P des Überdruckventils 70.

Gegen Beschleunigungsende wird die Zylinderbewegung in Pfeilrichtung O unter Mitwirkung des Stromregelventils 30 langsam abgebremst; der Zylinderraum I füllt sich wieder, so daß der Zylinder 10' in die Mittellage zurückgeführt wird, in der die verschiedenen Steuerkanten ihre Ringnuten wieder abdecken.

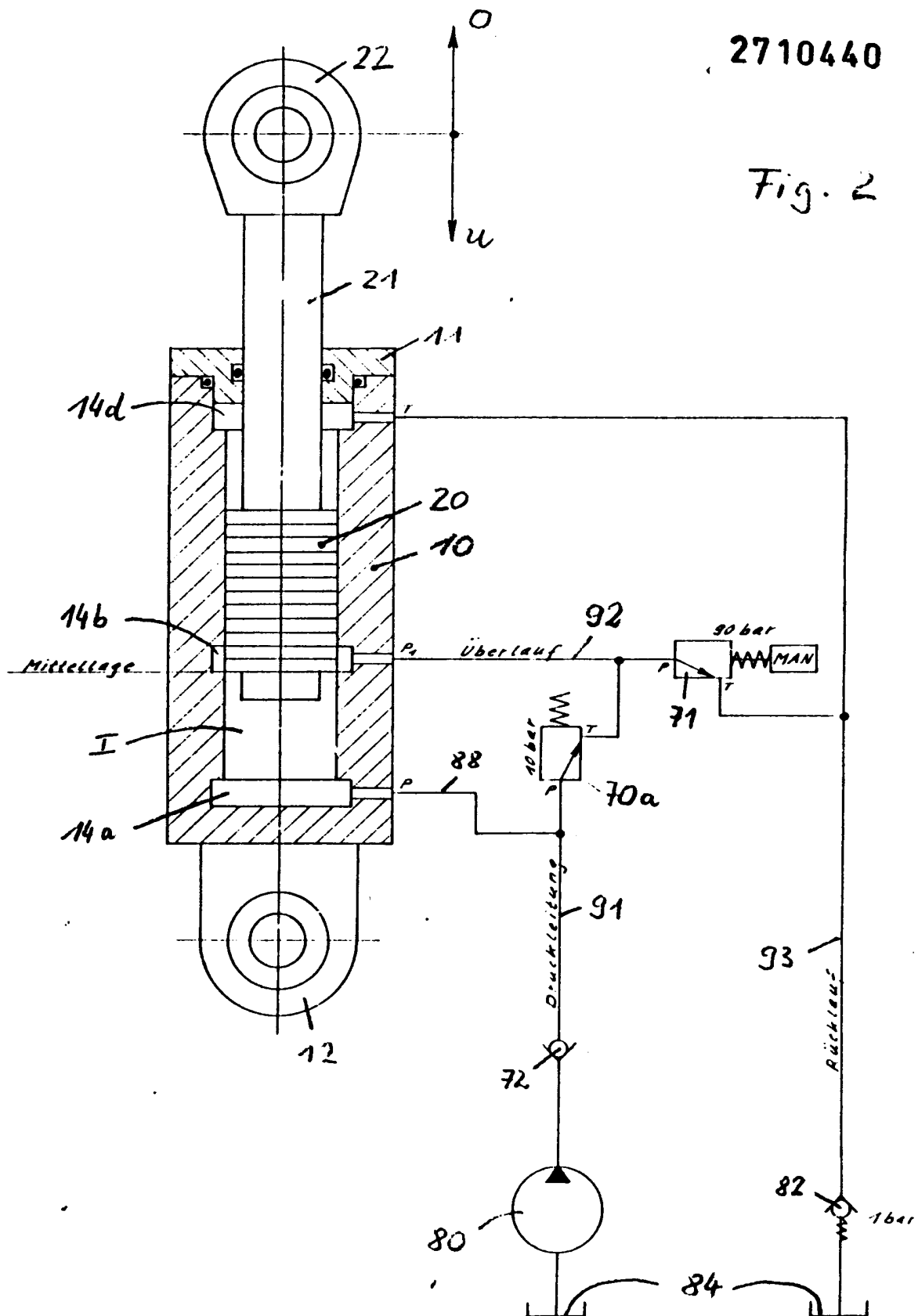
Eine Beschleunigung des Zylinders 10' in Pfeilrichtung U führt wieder zu demselben Funktionsablauf wie zuvor beschrieben und in beiden Fällen bewirkt der in der Druckwaage 60 gespeicherte höhere Druck nach dem Abbau des durch die Beschleunigung erhöhten Druckes im Zylinderraum I (bzw. im Zylinderraum II) eine Rückstellung des Regelventils 40 " in dessen gezeichnete Ausgangslage. Diese Rückstellung wird durch die dem Betätigungszyylinder 42 zugeordnete und vorgespannte Rückholfeder unterstützt.

Die Rückstellgeschwindigkeit des Kolbens 20" wird wiederum durch die Stromregelventile 30, 31 bestimmt, von denen das erstere in der beschriebenen Weise die zeitliche Menge des nachströmenden Drucköls und von denen das Stromregelventil 31 die zeitliche Abströmmenge in die Leitung 104 steuert. Bevorzugt wird im übrigen, daß das Stromregelventil 31 auf einenum ca. 10 % in der Durchflußmenge niedrigeren Wert eingestellt wird als das Stromregelventil 30, wodurch ein Vorlaufen des Kolbens 20" bei passiver Lastwirkung verhindert wird.

-37-
Leerseite

2710440

Fig. 2



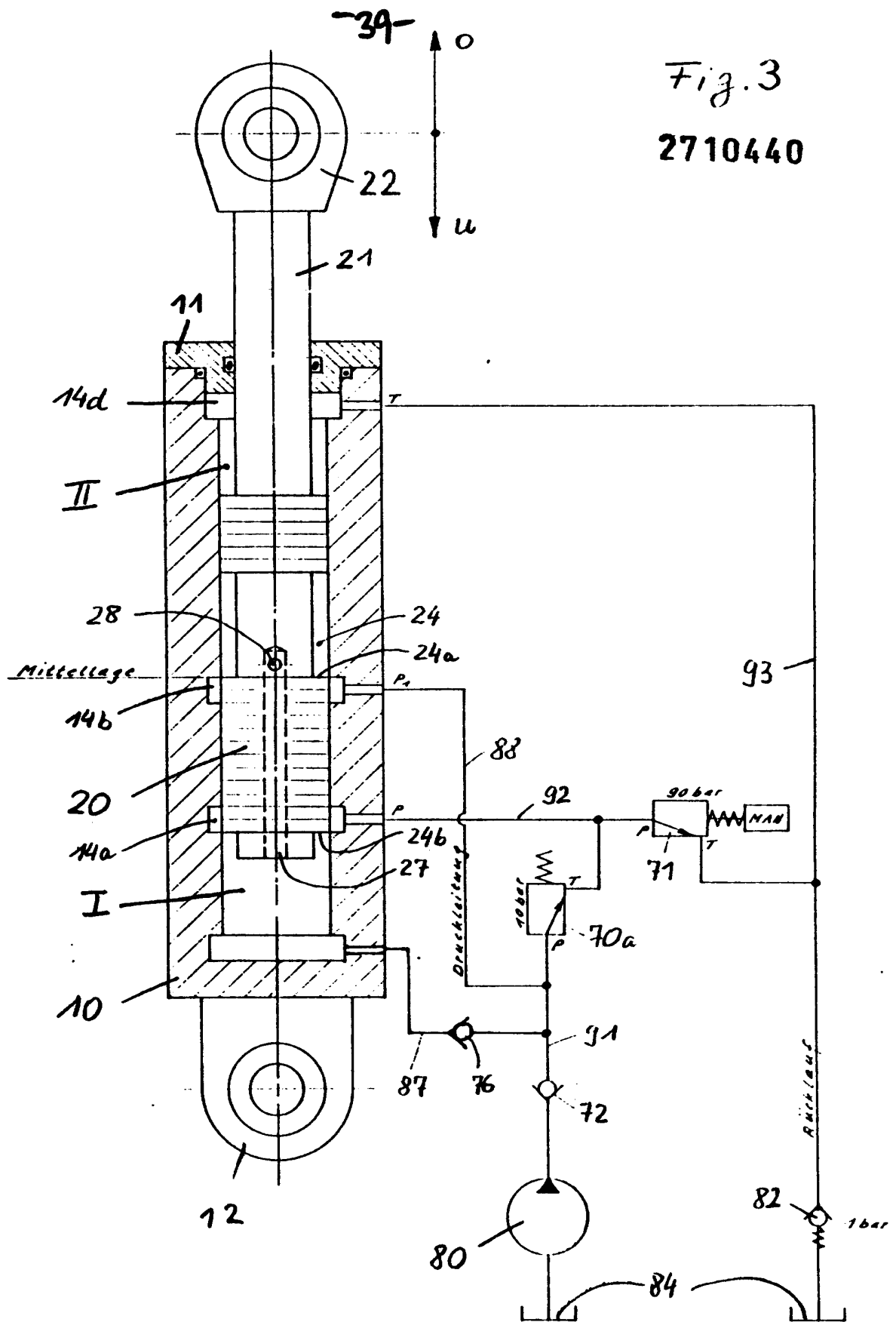
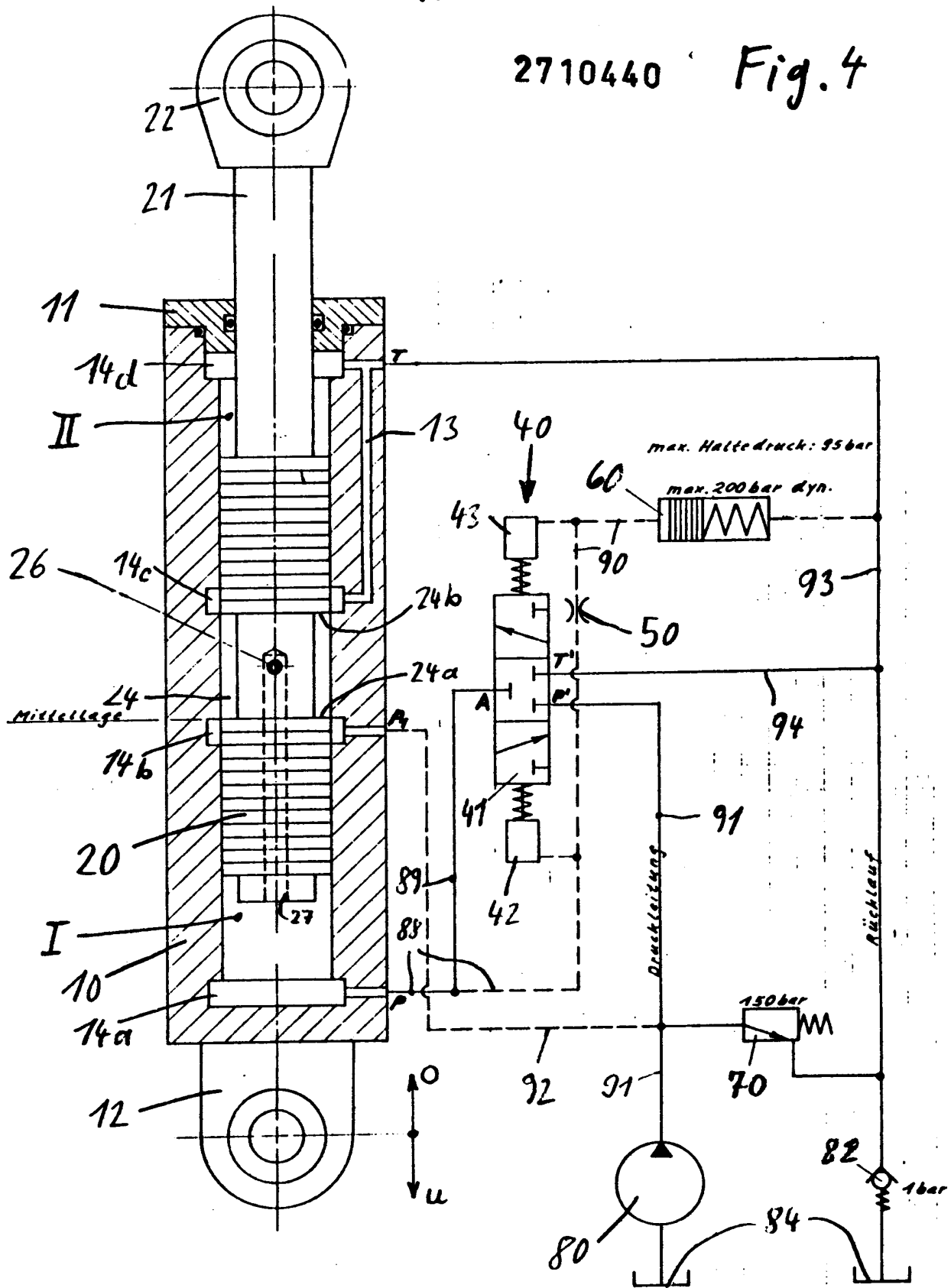
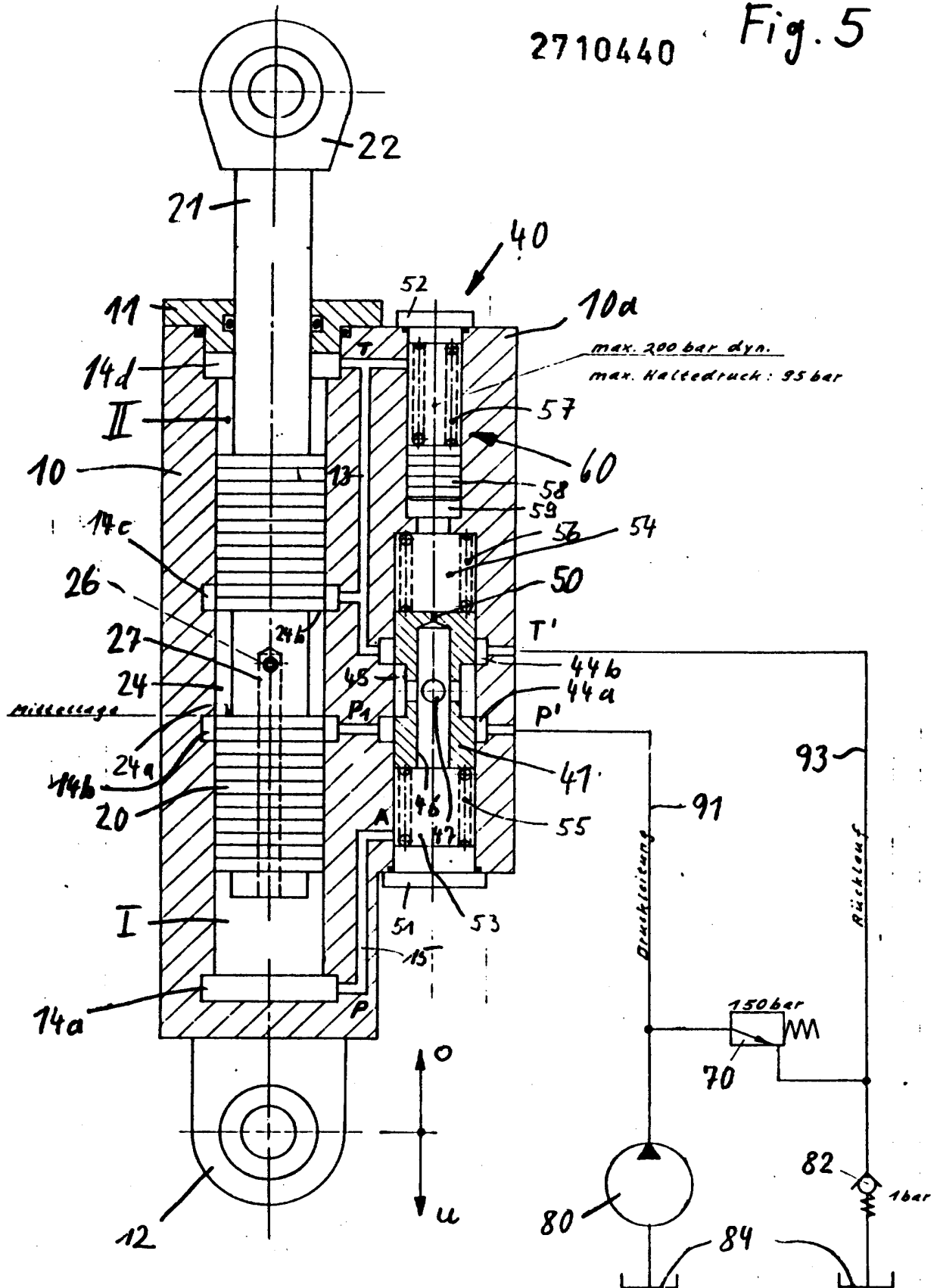
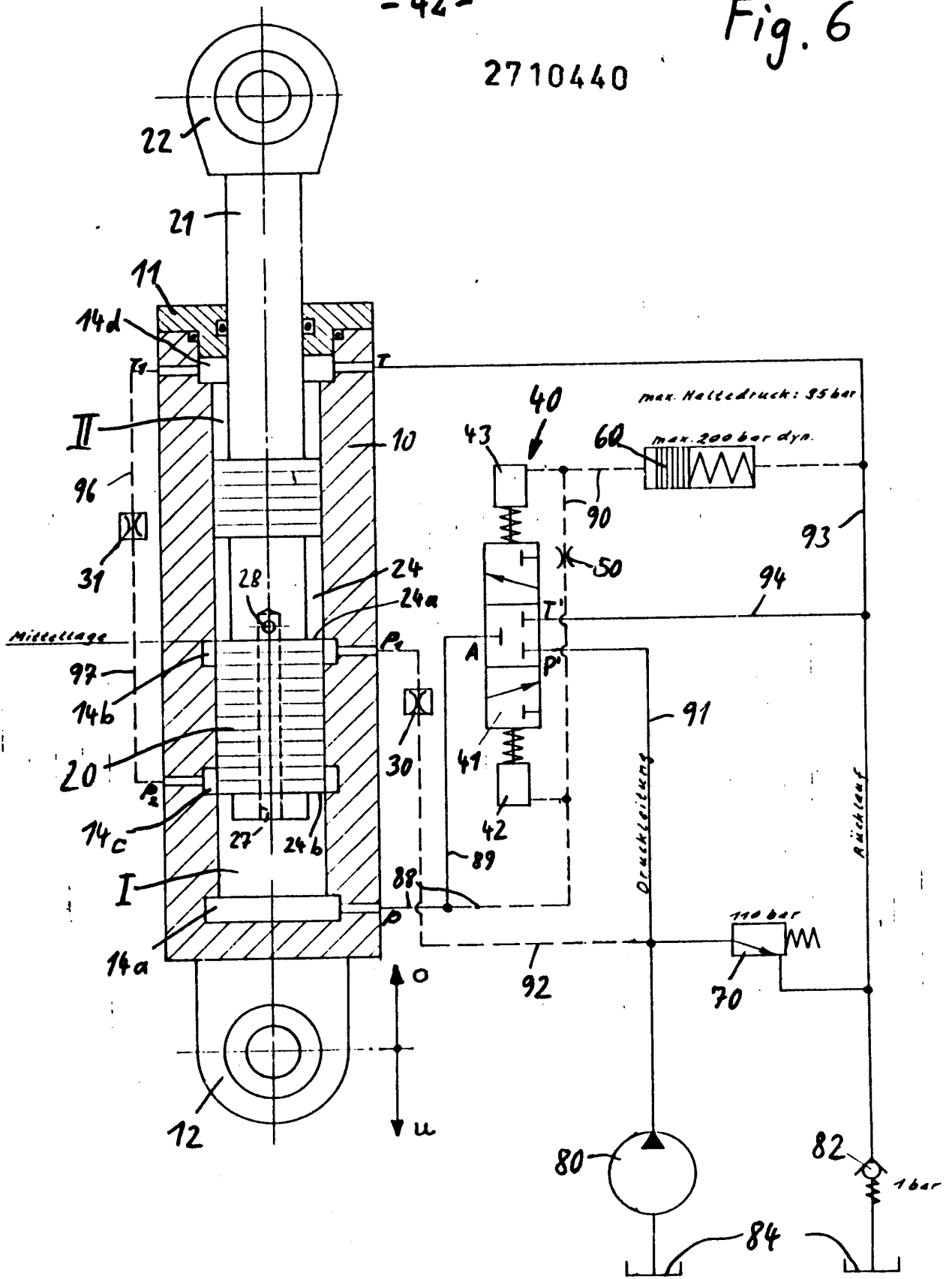


Fig. 3
2710440

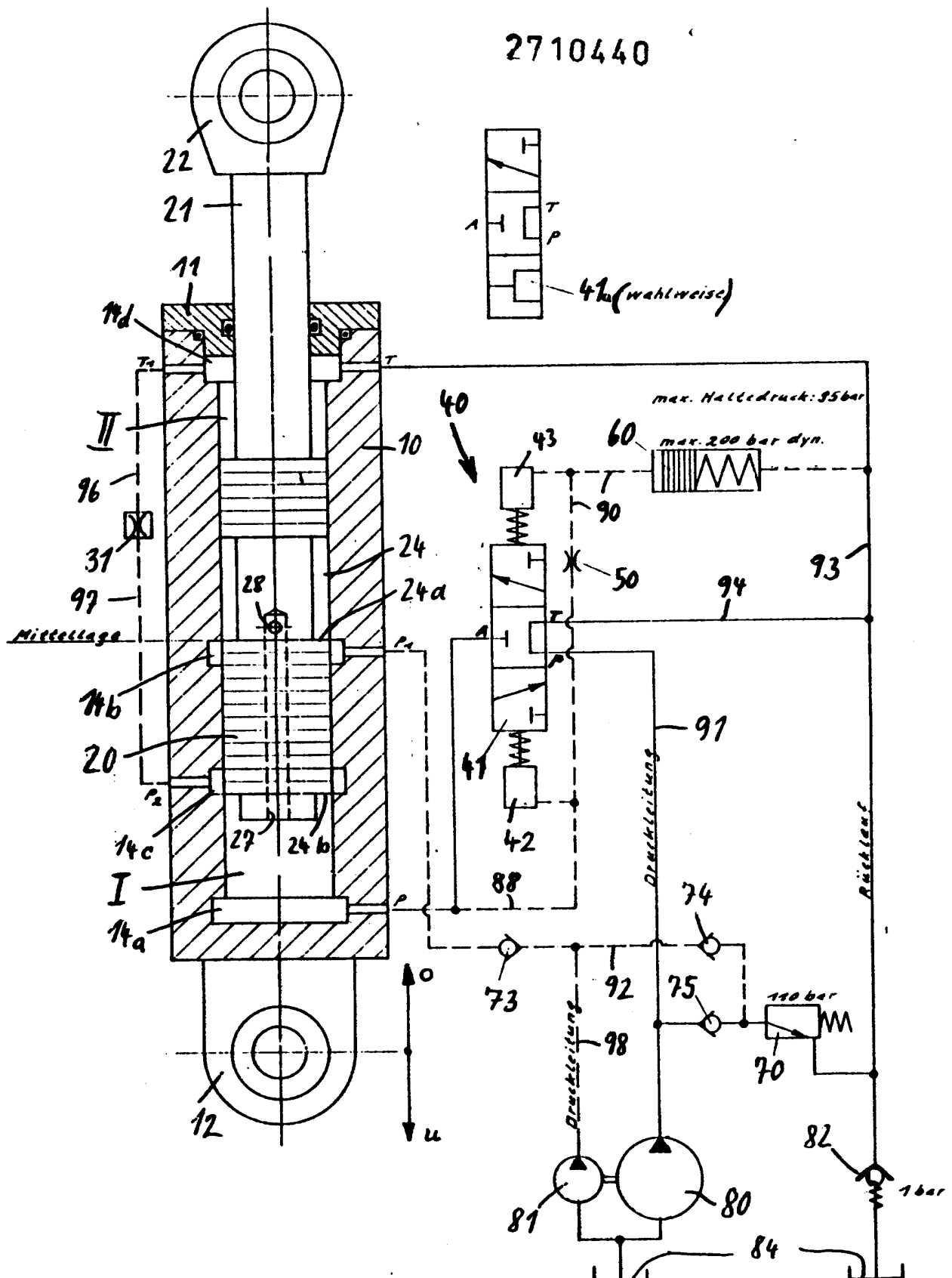
2710440 Fig. 4







2710440

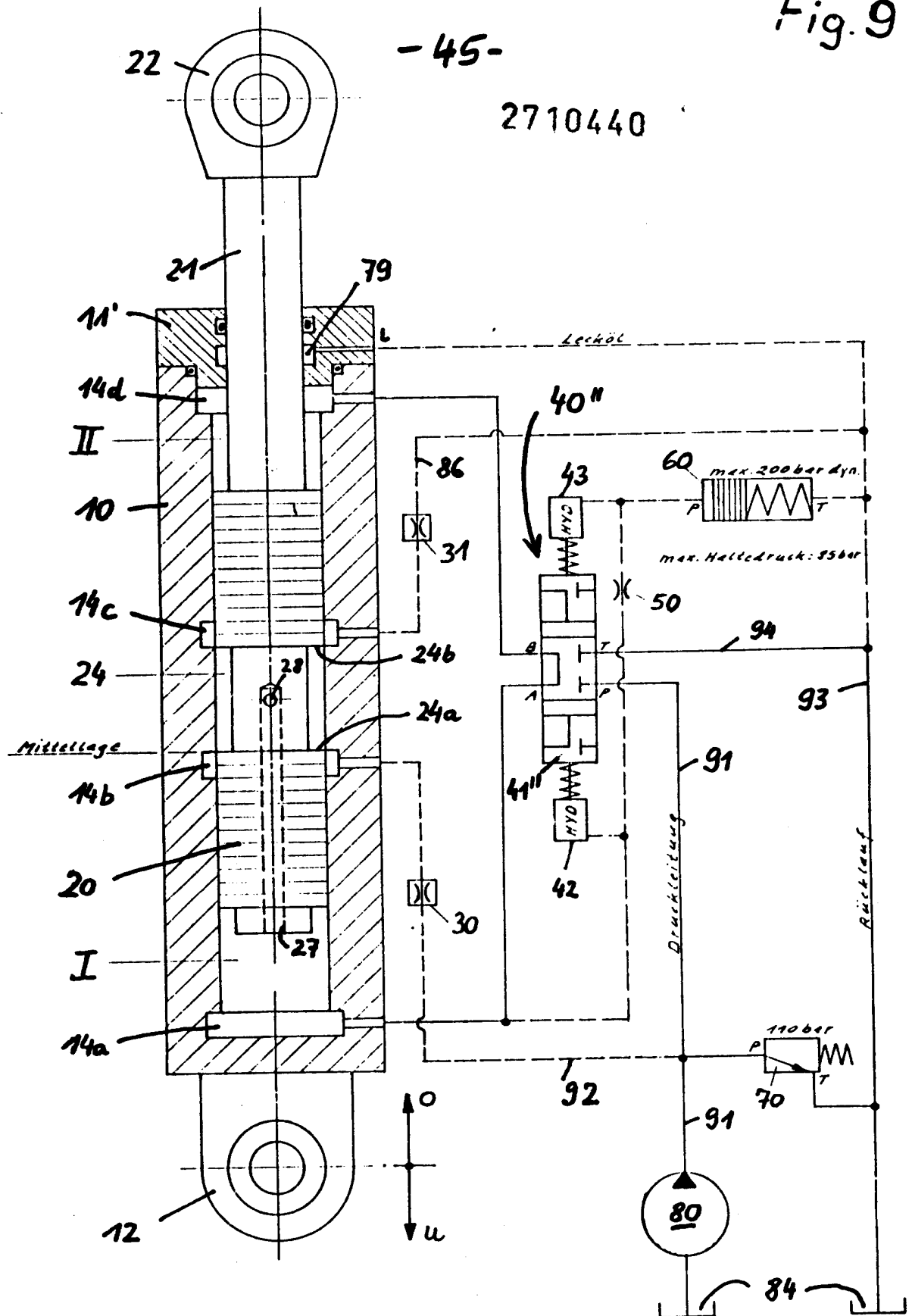


809837/0323

Fig. 9

- 45 -

2710440



809837/0323

2710440

